УДК 621.83(04)

РАЗРАБОТКА И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПЕРЕДАЧ С ПРОМЕЖУТОЧНЫМИ ТЕЛАМИ КАЧЕНИЯ НОВОГО ВИДА

Е.А. Ефременков

Томский политехнический университет
E-mail: eaefremenkov@rambler.ru

Проанализированы передачи с промежуточными телами качения, описан принцип построения передачи с разгруженным сепаратором, даны рекомендации по проектированию и выбору оптимальных исходных параметров передачи.

В настоящее время известно довольно много видов механических передач с промежуточными телами качения (ПТК) [1–3]. Все эти передачи по принципу построения можно разделить на имеющие:

– подобно зубчатым роликовые тела качения – вместо зубьев;
– "направляющие" для промежуточных тел качения и вал с эксцентриком, создающим волновое движение промежуточных звеньев.

Изучением и разработкой передач этих видов в Томском политехническом институте начинал заниматься профессор А.Е. Беляев с учениками [1]. Последней разработкой передач с промежуточными звеньями стала передача, имеющая входной вал с эксцентриком, ПТК, обойму (сепаратор), центральное колесо с циклоидальным профилем (венец) и выходной вал, жестко связанный с сепаратором (рис. 1). Данная передача относится ко второму виду передач с ПТК.

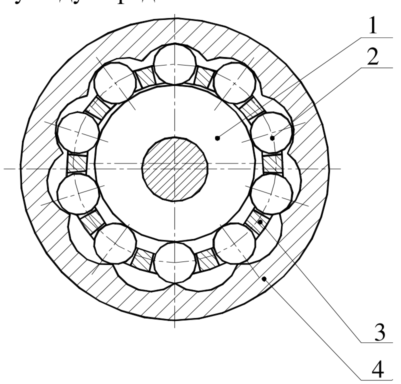


Рис. 1. *Поперечное сечение передачи с ПТК: 1) эксцентрик (генератор); 2) промежуточные тела качения; 3) сепаратор; 4) венец*

Сейчас механизмы на базе этой передачи широко применяют в машиностроении, нефтяной, горнодобывающей, теплоэнергетической, строительной промышленности, в кондитерском оборудовании.

Передача с ПТК была внедрена в производство Э.Н. Панкратовым в НИИ "Технотрон", г. Томск. Передача имеет следующие технические характеристики: большое передаточное отношение в одной ступени (до 60); возможность передавать мощность до 85 кВт [3]; КПД – 0,9...0,94; высокий выходной крутящий момент; компактность конструкции; плавность работы и непрерывность кинематического замыкания.

Однако наряду с достоинствами, передача имеет и ряд недостатков. Один из основных – это возникновение в зацеплении трения скольжения под нагрузкой, из-за чего снижается КПД передачи и при длительной работе с высокими нагрузками происходит значительный (до 100...120 °С) нагрев корпусных деталей механизма. Реальный КПД передачи по данным ее практического применения – 0,8...0,85; расчетное значение – 0,94 [1]. Также следует отметить, что в силовой передаче движения участвует тонкостенная деталь (сепаратор), что снижает надежность как передачи, так и всего механизма в целом. Анализ существующих передач с ПТК показал, что выявленные недостатки присущи как российским, так и заграничным аналогам.

В последнее время д.т.н. Ан И-Кан в сотрудничестве с профессором А.Е. Беляевым на основе передач с ПТК создал роторную гидромашину с некруглыми зубчатыми колесами и расположенными между ними сателлитами [4]. Использование принципов передачи движения, разработанных Ан И-Каном, позволило создать механическую передачу с ПТК нового вида, исключающую выявленные в передачах с ПТК недостатки (рис. 2).

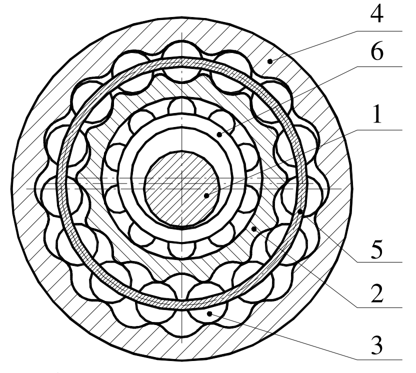


Рис. 2. *Поперечное сечение передачи с промежуточными телами качения с разгруженным сепаратором: 1) генератор; 2) кулачок; 3) ПТК; 4) венец; 5) сепаратор; 6) подшипник*

Передача нового вида (рис. 2) получила название "передача с разгруженным сепаратором", поскольку сепаратор не участвует в передаче крутящего момента и является разгруженным. Принцип этой передачи основан на том, что промежуточные тела качения находятся между профилями-зубьями (в данном случае гладкими циклоидальными профилями) двух колес: одного с внутренним профи-

лем (венец); другого с наружным (кулачок). Так, в зацеплении присутствуют только обкатные движения и снижаются скользящие. Исключить скользящие движения полностью в настоящее время, практически не возможно, поскольку во время работы промежуточные тела проскальзывают по профилю одного из колес, например кулачка.

Выходным звеном в передаче данного вида может быть кулачок или венец.

Входными (исходными для расчета) параметрами передачи являются: Z_2 – число промежуточных тел качения; r_2 – радиус производящей окружности обоймы с промежуточными телами; χ – коэффициент смещения или коэффициент отличия радиуса окружности центров тел качения от радиуса производящей окружности; $r_{тк}$ – радиус тела качения.

Передаточное отношение определяется из выражения:

$$i=Z/2,$$

где Z – число профилей выходного звена.

Межосевое расстояние (эксцентриситет e) обоймы с телами качения и кулачка (или венца) можно подобрать из широкого диапазона значений (от десятых долей до нескольких мм), благодаря его прямой зависимости от исходных параметров передачи:

$$a_W = e = \frac{r_2}{Z_2}.$$

Общий эксцентриситет передачи определяется умножением полученного значения e на 2, хотя возможны случаи неравенства межцентровых расстояний сепаратор-кулачок и сепаратор-венец. Тогда общий эксцентриситет находится сложением найденных эксцентриситетов, определенных по представленной формуле.

Рассмотрев геометрию передачи, можно вывести уравнения профилей колес в собственной системе координат. Т.е. начало системы совпадает с геометрическим центром основной окружности колеса или с центром самого колеса [5].

Уравнения профиля:

а) кулачка

$$X_1 = X_{2A}\cos + Y_{2A}\sin(\varphi_1 - \varphi_2) - e_1 \sin\varphi_1,$$

$$Y_1 = X_{2A}\sin(\varphi_1 - \varphi_2) + Y_{2A}\cos(\varphi_1 - \varphi_2) - e_1 \cos\varphi_1.$$

б) венца

$$X_3 = X_{3B}\cos(\varphi_3 - \varphi_2) + Y_{3B}\sin(\varphi_3 - \varphi_2) - e_1 \sin\varphi_3,$$

$$Y_3 = X_{3B}\sin(\varphi_3 - \varphi_2) + Y_{3B}\cos(\varphi_3 - \varphi_2) - e_1 \cos\varphi_3.$$

где φ_1, φ_2, φ_3 – углы поворота звеньев – кулачка, сепаратора и венца соответственно.

Один из недостатков передачи нового вида – планетарное движение выходного звена (кулачка или венца) в одноступенчатой компоновке. В этой связи возникает необходимость ввода в конструкцию компенсирующей муфты, что увеличивает габаритный осевой размер передачи. Избежать планетарного движения выходного звена можно применением дифференциальной схемы компоновки передачи с разгруженным сепаратором (рис. 3), хотя габаритный осевой размер будет также увеличенным.

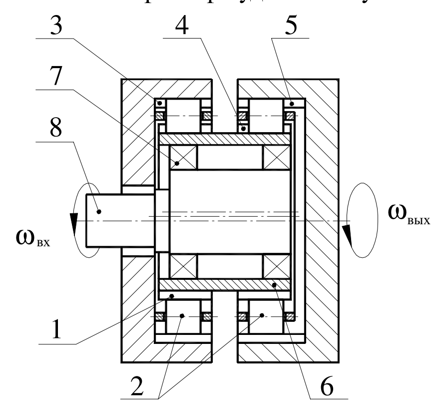


Рис. 3. *Схема дифференциальной передачи с разгруженным сепаратором: профиль кулачка первого модуля; 2) промежуточные тела качения; 3) венец первого модуля; 4) профиль кулачка второго модуля; 5) венец второго модуля; 6) кулачек; 7) подшипник качения; 8) генератор*

Применение дифференциальной схемы целесообразно в случае, когда необходимо обеспечить большое передаточное отношение $i_{75}^{К}$. Для передачи с разгруженным сепаратором, выполненной по данной схеме, оно определяется по следующей формуле:

$$i_{75}^{К} = \frac{1}{1 - \dfrac{Z_3 Z_4}{Z_1 Z_5}}.$$

В большинстве случаев проектирования передач возникает задача определения числа зубьев колес по известному передаточному отношению, а не наоборот. Известные методы подбора числа зубьев планетарных и дифференциальных передач трудоемки.

Для предложенной схемы (рис. 3) получено уравнение, позволяющее подобрать числа профилей колес, задавшись передаточным отношением. Уравнение выводилось с использованием основных формул геометрического построения передачи, а также формулы Виллиса [6]. После преобразований уравнение принимает вид простого квадратного уравнения (*):

$$Z_1^2 + \delta Z_1 + 2\Delta i = 0, \qquad (*)$$

где $\delta=Z_5-Z_1$ – разность между числами профилей венца второго модуля и кулачка первого модуля; $\Delta=Z_4-Z_1$ – разность между числом профилей кулачков второго и первого модулей.

Квадратное уравнение (*) выражено через число профилей кулачка первого модуля, остальные числа профилей находятся через выражения для δ и Δ, определяющие соотношения чисел профилей в первом и втором модулях, а также постоянной разницей между числом профилей кулачка и венца (она равняется 2). Если Δ отрицательна, т.е. число профилей кулачка первого модуля больше, чем у второго, то (*) решается как обычное квадратное уравнение. Если Δ положительна ($Z_4>Z_1$), то (*) ре-

шается в комплексном виде. За решение следует брать положительный (или по модулю) корень из двух, независимо от знака Δ, поскольку отрицательного числа зубьев быть не может.

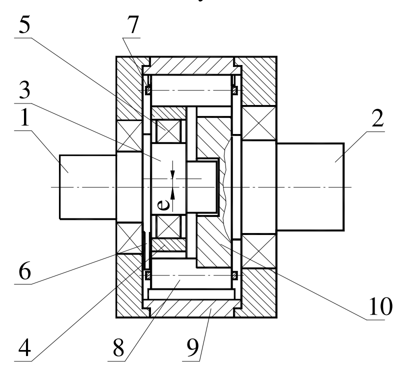


Рис. 4 *Схема соосной передачи с разгруженным сепаратором, продольное сечение: генератор; 2) выходной вал; 3) эксцентрик; 4) эксцентриковый кулачок; 5) опора качения; 6) противовес; 7) сепаратор; 8) роликовые тела качения; 9) венец (центральное колесо); 10) соосный кулачок*

Однако, если необходимо обеспечить небольшое передаточное отношение, то применение дифференциальной схемы экономически не оправдано. Для получения малых передаточных отношений разработана соосная схема одноступенчатой передачи с разгруженным сепаратором, рис. 4 [7]. В разработанной схеме компенсирующая планетарное движение муфта преобразуется в часть передачи и сокращает осевой габаритный размер механизма. Т.о., выходное звено вращается соосно с входным. К соосной схеме передачи применимы все выведенные зависимости по расчету геометрии и кинематики передачи.

Полученные формулы описывают геометрию передачи с разгруженным сепаратором и позволяют определить передаточные отношения между звеньями передачи. Однако, как уже отмечалось выше, в зацеплении имеет место проскальзывание тел качения по профилю одного из колес из-за разности скоростей вращения. Определим проскальзывание в зацепление передачи с разгруженным сепаратором. Для этого рассмотрим схему (рис. 5), показывающую направление линейных скоростей в точках контакта тела качения с профилями колес. На рисунке: P – полюс зацепления; O – центр тела качения; O_2 – центр сепаратора; φ_2 – угол поворота сепаратора; $r_ц$ – радиус расположения центров тел качения; V^{12} и V^{32} – линейные скорости тела качения в точках контакта с профилями кулачка и венца соответственно.

Определить возможную скорость проскальзывания можно сложением линейных скоростей в точках контакта тела качения с профилями колес. В случае равенства этих скоростей проскальзывание отсутствует.

Вычислив с помощью геометрических преобразований отрезок PO', равный L, и, используя кинематические зависимости, запишем выражение для определения скорости проскальзывания $V_{ск}$ в зацеплении:

$$V_{CK} = \left[L_A \left(1 - \frac{1}{Z_2} \right) + L_B \left(\frac{1}{Z_2} - \frac{2}{Z_2 + 1} \right) \right] \omega_1,$$

где L_A, L_B – расстояния от полюса зацепления до точек контакта; ω_1 – угловая скорость кулачка.

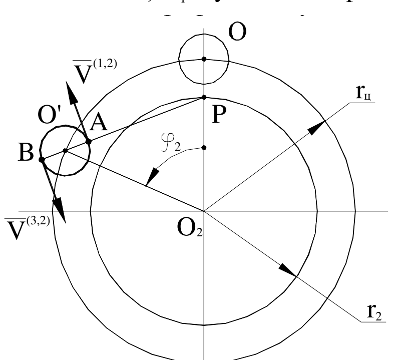


Рис. 5. *Схема распределения скоростей в зацеплении*

Используя полученную формулу, можно построить график изменения скорости проскальзывания в зависимости от угла поворота генератора (рис. 6). Задавая различные значения входных параметров передачи, можно получить графики скоростей для случаев, когда ось абсцисс пересекается или не пересекается графиком скорости проскальзывания. Т.е. на угле зацепления может возникнуть момент (при определенном сочетании исходных параметров передачи), когда тело качения обкатывается по профилю без скольжения, и когда этот момент отсутствует. На рис. 6 представлен первый случай графика изменения скорости проскальзывания.

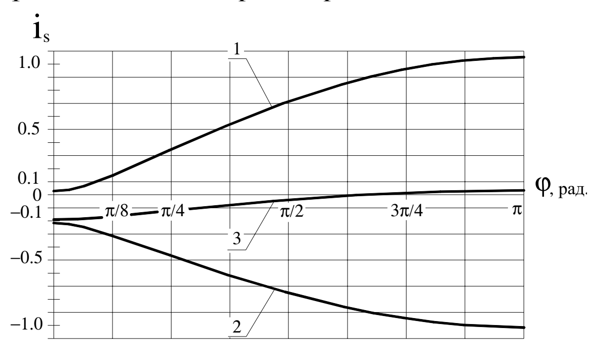


Рис. 6. *Графики изменения приведенных линейных скоростей скольжения is в зацеплении в точках контакта тела качения с: 1) кулачком; 2) венцом; 3) суммарная скорость (скорость проскальзывания)*

На основании анализа графиков изменения скоростей в зацеплении, полученных при различных значениях входных параметров, можно дать несколько рекомендаций по оптимизации проектирования передачи с разгруженным сепаратором, учитывая скорости проскальзывания. При:

– $r_2/Z_2 \leq 2{,}5$ проскальзывание существует на всем угле зацепления;
– $r_2/Z_2 > 2{,}5$ на угле зацепления возникает момент, когда тело качения обкатывается по профилю без скольжения;

– увеличении числа тел качения, при прочих равных входных параметрах, среднее значение скорости проскальзывания уменьшается.

Т.о., с целью оптимизации передачи по скорости скольжения целесообразно использовать как можно большее количество промежуточных тел, насколько позволяют требуемое передаточное отношение, габаритные размеры передачи и всего механизма. При предельно возможном соотношении r_2/Z_2, по условию соседства (не наложения тел качения) и минимальных габаритных размеров передачи, возможно наличие проскальзывания на всем угле зацепления. Но при этом среднее значение скорости проскальзывания ниже, чем при соотношении параметров, когда на угле зацепления возникает момент обкатки тел качения по профилю без скольжения. Поэтому рекомендуется выбирать первый случай распределения скоростей (см. выше), т.к. в этом случае скорости скольжения на порядок ниже.

При подборе входных параметров с целью оптимизации передачи по скоростям проскальзывания возможен выбор оптимальных параметров, при которых передача не будет работоспособной. Т.е. может возникнуть наложение тел качения или профилей колес друг на друга.

Сформулируем основные критерии работоспособности передачи по обеспечению зазоров между:

– профилями кулачка и венца (условие неналожения профилей);
– телами качения (условие соседства).

Для определения работоспособности рассматриваемой передачи можно записать условия:

а) соседства:

$$r_{тк} < r_2 \sin\frac{180^\circ}{Z_2};$$

б) неналожения профилей:

$$r_{тк} > \frac{r_2}{Z_2}.$$

Рассмотрим передачу с разгруженным сепаратором с точки зрения распределения усилий и контактных напряжений. Анализируя распределение усилий и контактных напряжений между телами качения на угле 180°, т.е. на половине тел качения, можно построить соответствующие графики распределения усилий в зацеплении (рис. 7) и контактных напряжений, рис. 8.

Анализируя эти графики, можно сделать вывод о том, что максимальное усилие в зацепление и максимальное контактное напряжение действуют на разные тела качения. Это объясняется тем, что максимальное усилие приходится на тело качения, которое находится во впадине профиля колеса, где радиусы кривизны чуть больше радиуса тела качения. На профиле минимальный радиус кривизны находится при вершине выступа, где и наблюдается максимальное контактное напряжение, несмотря на реакцию в зацеплении меньше максимальной примерно на 15 %.

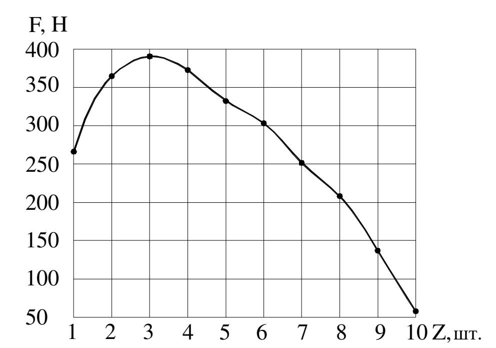


Рис. 7. *График распределения усилий F между телами качения*

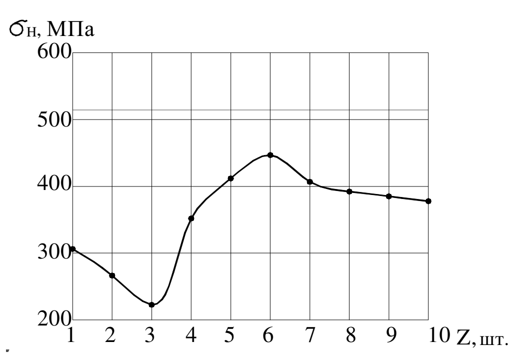


Рис. 8. *График распределения контактных напряжений $\sigma_н$ между телами качения. Прямая линия – предельные контактные напряжения*

Проанализировав передачи с различным числом тел качения с точки зрения угла приложения максимального усилия, можно заметить, что при наличии в зацеплении более 12 тел качения максимальное усилие находится на угле около 40°. Угол отсчитывается от тела качения, находящегося во впадине. Чем больше тел качения находится в зацеплении, тем линия действия максимального усилия точнее приближается к углу в 40°. Иными словами – с увеличением тел качения в зацеплении угол приложения максимального усилия стремится к 40° от тела качения, находящегося в положении устойчивого равновесия.

Как уже отмечалось, в зацеплении присутствуют в основном обкатные движения. Это должно определять высокое значение КПД передачи. Оценить значение КПД можно, пользуясь методом энергетических потоков.

Для определения КПД (η) передачи с разгруженным сепаратором в зависимости от исходных параметров передачи выведена следующая формула [5]:

$$\eta = 1 - \frac{R\mu}{M_д}\left(\frac{2}{Z_2 - 1} + 2\frac{L_Б\left(\frac{1}{Z_2} - \frac{2}{Z_2 + 1}\right)\frac{2}{Z_2 - 1}}{r_{тк}}\right),$$

где μ – коэффициент Пуассона; R – полная реакция на тело качения; $L_Б$ – расстояние от полюса зацепления до точки контакта тела качения с профилем колеса; $M_д$ – крутящий момент на входном валу передачи.

КПД, полученный по данной формуле одноступенчатой передачи с разгруженным сепаратором, составляет 0,97, а для дифференциального редуктора с разгруженным сепаратором – 0,877. Теоретическое значение КПД дифференциальной передачи с ПТК, используемой в производстве в настоящее время, составляет 0,88; практическое значение намного ниже – примерно 0,65 [3]. Массогабаритные показатели передачи с ПТК и разгруженным сепаратором снижены более чем на 5 % по сравнению с имеющимися в производстве передачами с ПТК.

Используя выведенные формулы и результаты исследования, нами был разработан и изготовлен экспериментальный образец дифференциального редуктора привода поворота наземной спутниковой антенны. Стендовые испытания показали, что КПД такого редуктора (определенный экспериментально-аналитическим путем) составляет 0,844 и в сравнении с расчетным значением дает расхождение 3,76 % [5], что является приемлемым и подтверждает правильность полученных зависимостей. Увеличение КПД в следствие замены трения скольжения трением качения позволило снизить температуру нагрева редуктора примерно с 80 до 50 °С.

Конструкция передачи дорабатывается, нами изготовлен макет одноступенчатой сосной передачи с промежуточными телами качения и разгруженным сепаратором. В дальнейшем предполагается проводить исследования по снижению массогабаритных параметров передач с ПТК и повышению надежности передач данного вида.

Выводы

Технические характеристики разработанной передачи: КПД одной ступени – 0,97, дифференциальной схемы – 0,94; нагрев корпуса снижен на 30 °С по сравнению с серийно выпускаемыми редукторами.

Работа макета подтверждает правильность теоретических положений, положенных в основу при создании соосной одноступенчатой передачи с разгруженным сепаратором.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Беляев А.Е. Механические передачи с промежуточными телами повышенной точности и долговечности. – Томск: ТПИ, 1986. – 60 с.
2. Patent OS 4107477 DE. МКИ F16H 1/32. Getriebe mit einem konstanten Übersetzungsverhältnis, vorzugsweise ins langsame, das als Übertragungselement zylindrische Rollen aufweist / O. Bachmann. 24.09.92.
3. Панкратов Э.Н. Проектирование механических систем автоматизированных комплексов для механообрабатывающего производства. Практикум лидера-проектировщика. – Томск: ТГУ, 1998. – 296 с.
4. Ан И-Кан, Беляев А.Е. Синтез планетарных передач применительно к роторным гидромашинам. – Новоуральск: НПИ МИФИ, 2001. – 92 с.
5. Ефременков Е.А. Разработка методов и средств повышения эффективности передач с промежуточными телами качения: Дис. ... канд. техн. наук. – Томск, 2002. – 126 с.
6. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. – М.: Наука, 1988. – С. 640.
7. Пат. 2241879 C1 Россия. МКИ F16H 1/32, 25/06. Соосная передача с промежуточными звеньями / Е.А. Ефременков. Опубл. 10.02.2004. Бюл. № 34.

УДК 539.621+674.053